

(19)



JAPANESE PATENT OFFICE

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11) Publication number: **63140163 A**(43) Date of publication of application: **11.06.88**

(51) Int. Cl.

F16H 39/14**F16H 39/44**(21) Application number: **61286132**(22) Date of filing: **01.12.86**(71) Applicant: **HONDA MOTOR CO LTD**

(72) Inventor:
MATTO TAKUSHI
HAYASHI TSUTOMU
SAITO MITSURU
NAKAJIMA YOSHIHIRO
SAKAKIBARA KENJI
YAGIGAYA NOBUYUKI
NAKAMURA KAZUHIKO

(54) **HYDROSTATIC CONTINUOUSLY VARIABLE
TRANSMISSION**

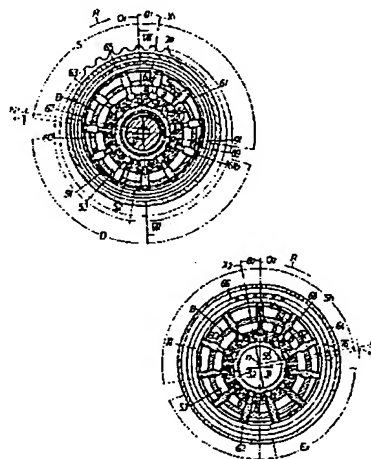
efficiency of the hydraulic motor M.

COPYRIGHT: (C)1988,JPO&Japio

(57) Abstract:

PURPOSE: To improve transmitting efficiency of the transmission in the caption by setting the suction region of a hydraulic pump at a wider angle than that of its delivery region, while setting the contraction region of a hydraulic motor at a wider angle than that of its expansion region.

CONSTITUTION: A suction region S is set at an angle wider than that of a delivery region D in a hydraulic pump P, while a contraction region Sh is set at an angle wider than that of an expansion region EX in a hydraulic motor M. Therefore, in the hydraulic pump P, despite far lower back pressure of a pump plunger 9 in a suction stroke in comparison with that of the pump plunger 9 in a delivery stroke, the suction efficiency of a cylinder hole 8 can be effectively raised, so that the efficiency of the hydraulic pump P can be improved as a whole in spite of a little sacrifice at the delivery region D. Meanwhile, in the hydraulic motor M, it is possible to sufficiently reduce the back pressure of a motor plunger 19 during a compression stroke and thereby improve the



(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 特 許 公 報 (B 2)

(11) 特許出願公告番号

特公平7-88884

(24) (44) 公告日 平成7年(1995)9月27日

(51) Int.Cl.⁶

F 1 6 H 39/14

識別記号

庁内整理番号

F 1

技術表示箇所

9328-3 J

発明の数 1 (全 14 頁)

(21) 出願番号 特願昭61-286132
(22) 出願日 昭和61年(1986)12月1日
(65) 公開番号 特開昭63-140163
(43) 公開日 昭和63年(1988)6月11日

(71) 出願人 999999999
本田技研工業株式会社
東京都港区南青山2丁目1番1号
(72) 発明者 松任 卓志
埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会
社本田技術研究所内
(72) 発明者 林 勉
埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会
社本田技術研究所内
(72) 発明者 齋藤 充
埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会
社本田技術研究所内
(74) 代理人 弁理士 落合 健

審査官 内田 博之

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 静油圧式無段変速機

【特許請求の範囲】

【請求項1】 ポンプ斜板(10)及びこれにより吸入及び吐出行程を与えられる環状配列のポンププランジャ

(9)群を有する斜板式油圧ポンプ(P)と、モータ斜板(20)及びこれにより膨張及び収縮行程を与えられる環状配列のモータプランジャ(19)群を有する斜板式油圧モータ(M)との間に油圧閉回路を形成してなる静油圧式無段変速機において、

油圧ポンプ(P)の吸入領域(S)をその吐出領域

(D)より広角の180°に設定し、また油圧モータ

(M)の収縮領域(Sh)をその膨張領域(Ex)より広角の180°に設定したことを特徴とする、静油圧式無段変速機。

【発明の詳細な説明】

A. 発明の目的

(1) 産業上の利用分野

本発明は、ポンプ斜板及びこれにより吸入及び吐出行程を与えられる環状配列のポンププランジャ群を有する斜板式油圧ポンプと、モータ斜板及びこれにより膨張及び収縮行程を与えられる環状配列のモータプランジャ群を有する斜板式油圧モータとの間に油圧閉回路を形成してなる静油圧式無段変速機の改良に関する。

(2) 従来の技術

この種の無段変速機は、例えば特開昭61-153057号公報に開示されているように、既に公知であり、その公知のものでは、油圧ポンプの吸入領域及び吐出領域を等角度に、また油圧モータの膨張領域及び収縮領域を等角度に設定している。

(3) 発明が解決しようとする問題点

本発明者等は、この種の無段変速機において、油圧ポン

ブ及び油圧モータの各背圧、特に油圧ポンプの吸入行程におけるポンプブランジャの背圧、及び油圧モータの収縮行程におけるモータブランジャの背圧が伝動効率の向上の妨げとなっていることを究明し、それらの背圧を下げるべく油圧閉回路の流路抵抗を少なくすることを試みたが、油路形成部の耐圧性確保とコンパクト化の理由から或る限界に達し、所期の目的を達成するには至らなかった。

本発明は、かかる事情に鑑みてなされたもので、油圧閉回路の流路抵抗を変えずとも、油圧ポンプ及び油圧モータの前記各背圧を効果的に下げることができ、もって伝動効率の向上に寄与し得る簡単有効な前記無段変速機を提供することを目的とする。

B. 発明の構成

(1) 問題点を解決するための手段

上記目的を達成するために、本発明は、油圧ポンプの吸入領域をその吐出領域より広角の 180° に設定し、また油圧モータの収縮領域をその膨張領域より広角の 180° に設定したことを特徴とする。

(2) 作用

油圧ポンプにおいては、吸入領域が吐出領域より広角で、しかもポンプ効率を高める上で最も有利な 180° に設定されるので、吸入行程のポンプブランジャの背圧を充分に下げることができ、その結果、吐出領域を多少犠牲にしても全体としてポンプ効率が効果的に高められる。一方、油圧モータにおいては、収縮領域が膨張領域より広角で、しかもモータ効率を高める上で最も有利な 180° に設定されるので、収縮行程のモータブランジャの背圧を充分に下げることができ、その結果、膨張領域を多少犠牲にしても全体としてモータ効率が効果的に高められる。

そして、油圧ポンプの吸入領域を前記の如く比較的広角に設定しても、その吸入領域とこれに対応する油圧モータの収縮領域とが同角となることから、油圧モータの収縮領域での排出油量と、その収縮領域に対応する油圧ポンプの吸入領域での吸入油量とがバランスして、それら吸入領域と収縮領域との付均衡に因る背圧の発生が効果的に回避される。

(3) 実施例

以下、図面により本発明の実施例について説明する。先ず第1図及び第2図において、自動二輪車のエンジンEの動力は、そのクランク軸1からチエン式1次減速装置2、静油圧式無段変速機T及びチエン式2次減速装置3を順次経て図示しない後車輪に伝達される。

無段変速機Tは定容量型の斜板式油圧ポンプP及び可変容量型の斜板式油圧モータMからなり、そしてクランク軸1を支承するクランクケース4をケーシングとして、それに收容される。

油圧ポンプPは、1次減速装置2の出力スプロケット2aを複数本の連結ピン16(図には1本のみ示す)で着脱可

能に結合される入力筒軸5と、この入力筒軸5の中間部内周壁にニードルベアリング6を介して相対回転自在に嵌合されるポンプシリンダ7と、このポンプシリンダ7にその回転中心を囲むように設けられた環状配列の多数且つ奇数のシリンダ孔8、8…にそれぞれ摺合される多数のポンプブランジャ9、9…と、これらポンプブランジャ9、9…の外端に当接するポンプ斜板10と、このポンプ斜板10をポンプシリンダ7の軸線と直交する仮想トラニオン軸線0₁を中心にしてポンプシリンダ7の軸線に対し一定角度傾斜させた状態に保持すべく該斜板10の背面をスラストローラベアリング11を介して支承するポンプ斜板ホルダ12とから構成される。このポンプ斜板ホルダ12は、入力筒軸5の外端部内周壁に係脱可能にスプラン嵌合13されると共にサークリップ14により仮止めされる。而して、ポンプ斜板10は、入力筒軸5の回転時、ポンプブランジャ9、9…に往復動を与えて吸入及び吐出行程を繰返させることができる。

ポンプブランジャ9のポンプ斜板10に対する追従性を良くするために、ポンプブランジャ9を伸張方向に付勢するコイルばね15がシリンダ孔8に縮設される。

一方、油圧モータMは、ポンプシリンダ7と同軸上でその左方に配置されるモータシリンダ17と、このモータシリンダ17にその回転中心を囲むように設けられた環状配列の多数且つ奇数のシリンダ孔18、18…にそれぞれ摺合される多数のモータブランジャ19、19…と、これらモータブランジャ19、19…の外端に当接するモータ斜板20と、このモータ斜板20の背面を平坦面でスラストローラベアリング21を介して支承する断面半月状のトラニオン軸22と、更にこのトラニオン軸22の円筒面を回転自在に支承する斜板アンカ23とから構成される。斜板アンカ23は、その右端に連なる筒状のシリンダホルダ24と共にクランクケース4にボルト26で固着される。シリンダホルダ24はニードルベアリング25を介してモータシリンダ17の外周を回転自在に支承する。

尚、斜板アンカ23及びシリンダホルダ24はボルト27により予め相互に結着されている。

トラニオン軸22の所定角度の回転を許容しつつその軸方向移動を阻止するために、斜板アンカ23に穿設された、トラニオン軸22の軸線0₂を中心とする円弧状長孔28を通してボルト29がトラニオン軸22の一端面に固着される(第2図及び第18図参照)。

モータ斜板20は、モータシリンダ17の軸線に対し直角となる直立位置と、或る角度で傾倒する最大傾斜位置との間をトラニオン軸22の回転によって作動されるようになっており、その傾斜状態では、モータシリンダ17の回転に伴いモータブランジャ19、19…に往復動を与えて膨張及び収縮行程を繰返させることができる。

モータブランジャ19のモータ斜板20に対する追従性を良くするために、モータブランジャ19を伸張方向に付勢するコイルばね30がシリンダ孔18に縮設される。

ポンプシリンダ7及びモータシリンダ17は一体のシリンダブロックBを構成し、このシリンダブロックBの中心部に出力軸31を貫通させる。そして、この出力軸31の外周に一体に形成されたフランジ31aにモータシリンダ17の外端を銜き当て、ポンプシリンダ7を出力軸31にスプライン嵌合32し、ポンプシリンダ7の外端に座板33を介して当接するサークリップ34を出力軸31に係止することにより、シリンダブロックBは出力軸31に固着される。出力軸31の右端部はポンプ斜板10、ポンプ斜板ホルダ12及びクランクケース4の右側壁を貫通するように延びており、この右端部外周にノックピン35及び2つ割コッタ36により固着された支持筒37とポンプ斜板ホルダ12との間には、該ホルダ12側から後述の補給ポンプ38のための駆動ギヤ39及びスラストローベアリング40が順次介装される。この出力軸31の右端部は、上記支持筒37及びボールベアリング41を介してクランクケース4に回転自在に支承される。

前記駆動ギヤ39は、ポンプ斜板ホルダ12と同様に入力筒軸5にスプライン嵌合されると共に、ニードルベアリング42を介して出力軸31に回転自在に支承される。

また、出力軸31の左端部はモータ斜板20、トラニオン軸22及び斜板アンカ23及びクランクケース4の左側壁を貫通するように延びており、この左端部外周にスプライン結合43され且つ2つ割コッタ44で固着される支持筒45と斜板アンカ23との間には、斜板アンカ23側からリテーナ46及びスラストローベアリング47が順次介装される。この出力軸31の左端部は、ニードルベアリング48及び前記リテーナ46を介して斜板アンカ23に回転自在に支承される。

更に出力軸31の左端部には、クランクケース4の外側で2次減速装置3の入カスプロケット3aがボルト49で固着される。

このようにして、スプロケット2aからスプロケット3aまでの変速機Tの全構成部材は、出力軸31上に1個の組立体として組付けられるので、変速機Tのクランクケース4への着脱を極めて容易に行うことができる。

出力軸31には、ポンプ斜板10の内周面と相対的に全方向傾動可能に係合する半球状の調心体50と、モータ斜板20の内周面と相対的に全方向傾動可能に係合する半球状の調心体51とが嵌合され、これらによってポンプ斜板10及びモータ斜板20に調心作用が与えられる。

各斜板10、20の調心作用を強化し、しかもポンプ斜板10とポンプブランジャ9、9…群、モータ斜板20とモータブランジャ19、19…群の各間の回転方向の滑りを防止するために、各斜板10、20には、対応するブランジャ9、19の球状端部9a、19aに係合させる球状凹部10a、20aがそれぞれ形成される。

油圧ポンプP及び油圧モータM間には、次のようにして油圧閉回路が形成される。

シリンダブロックBには、ポンプシリンダ7のシリンダ

孔8、8…群とモータシリンダ17のシリンダ孔18、18…群との間において、出力軸31を中心にして同心的に並ぶ環状の内側油路52及び外側油路53と、両油路52、53間の環状隔壁及び外側油路53の外周壁を放射状に貫通する、シリンダ孔8、8…及び18、18…とそれぞれ同数の第1弁孔54、54…及び第2弁孔55、55…と、相隣るシリンダ孔8、8…及び第1弁孔54、54…を相互に連通する多数のポンプポートa、a…と、相隣るシリンダ孔18、18…及び第2弁孔55、55…を相互に連通する多数のモータポートb、b…とが設けられる。

前記内側油路52は、シリンダブロックB及び出力軸31との各対向周面に環状溝として形成される。

また、前記外側油路53は、第4図及び第5図に示すように、シリンダブロックBの外周に削成された環状の鳩尾溝58と、この鳩尾溝58の両側壁に千鳥状配列で穿設された複数の半円状凹部59、59…とから構成され、これら鳩尾溝58及び凹部59、59…の開放面は、シリンダブロックBの外周面に溶接されるスリーブ60により閉じられる。このような構成の外側油路53は高圧容積を極力小さくする上に有利である。

前記第1及び第2弁孔54、55は、千鳥状配列の前記凹部59、59…の底壁を貫通するように配列され、これに対して油圧ポンプPのシリンダ孔8、8…と油圧ポンプPのシリンダ孔18、18…とは円周方向に位相がずらしてある。

このようにすると、第1及び第2弁孔54、55間のシリンダブロックBの肉厚を厚くしつつ両弁孔54、55間の、シリンダブロックBの軸方向に沿った間隔を狭くすることができ、シリンダブロックBのコンパクト化に寄与し得る。

また、外側油路53に高油圧が導入されたとき、鳩尾溝58の両側壁が拡開変形を起こしても、むしろ、その変形によりシリンダブロックB及びスリーブ60の嵌合部の面圧が増大し、その嵌合部からの漏油の防止を図ることができる。

前記第1弁孔54、54…にはスプール型の第1分配弁61、61…が、また前記第2弁孔55、55…には同じくスプール型の第2分配弁62、62…がそれぞれ摺合される。そして第1分配弁61、61…の外端にはそれを囲む第1偏心輪63が、また第2分配弁62、62…の外端にはそれらを囲む第2偏心輪64がそれぞれボールベアリング65、66を介して係合され、それらの係合を強制するために、第1分配弁61、61…の外端部相互は第1偏心輪63と同心関係の第1強制輪67により、また第2分配弁62、62…の外端部相互は第2偏心輪64と同心関係の第2強制輪68によりそれぞれ連結される。それらの連結構造については後述する。第1偏心輪63は、入力筒軸5の外周に頭付ピン70及びクリップ71により着脱可能に固着され、第6図に示すように、偏心方向線X₁に沿って出力軸31の中心から所定距離ε₁偏心した位置に保持される。上記偏心方向線X₁は、ポンプ斜板10の仮想トラニオン軸線O₁から入力筒軸5に

対するポンプシリンダ7の相対回転方向Rへ一定角度 θ_1 進角した位置に設定される。上記角度 θ_1 は入力筒軸5及びポンプ斜板ホルダ12相互のスプライン嵌合位置を変えることにより容易に調節することができる。

而して、入力筒軸5とポンプシリンダ7間に相対回転が生じると、各第1分配弁61は、第1偏心輪63により第1弁孔54において偏心量 ε_1 の2倍の距離をストロークとしてポンプシリンダ7の半径方向位置及び外方位置間を往復動される。

第6図において、油圧ポンプPの吐出領域をD、吸入領域をSで示す。吐出領域Dでは、第1分配弁61は偏心方向線 X_1 と直交する位置 N_1 （以下、偏心中立位置という）から前記内方位置側を移動して、対応するポンプポートaを外側油路53に連通すると共に内側油路52と不通にし、吐出行程中のポンプブランジャ9によりシリンダ孔8から外側油路53へ作動油が圧送される。

吸入領域Sでは、第1分配弁61が、偏心中立位置 N_1 から前記外方位置側を移動して、対応するポンプポートaを内側油路52に連通すると共に外側油路53と不通にし、吸入行程中のポンプブランジャ9により内側油路52からシリンダ孔8に作動油が吸入される。

また偏心中立位置 N_1 では、第1分配弁61は対応するポンプポートaを両油路52、53と不通にする。この場合、第6A図に示すように、第1分配弁61の、ポンプポートaを閉じるランド部61aには、外側油路53側にのみ所定の閉弁余裕代 l_1 が設けられている。

このようにして、油圧ポンプPの吐出領域Dは、偏心方向線 X_1 を仮想トラニオン軸線 O_1 に合致させた場合に比べ角度 θ_1 だけ進角され、また吸入領域Sは吐出領域Dよりも広角に設定される。

第2偏心輪64は、第1図、第2図及び第8図に示すように、支持環75に出力軸31と平行な枢軸76を介してクラッチオン位置nとクラッチオフ位置fとの間を揺動し得るように連結される。支持環75は前記シリンダホルダ24の外周に複数本の頭付ピン77及びクリップ78を介して着脱可能に固着されている。

上記第2偏心輪64の偏心方向線 X_2 は、トラニオン軸線 O_2 からモータシリンダ17の回転方向Rに一定角度 θ_2 進角させた位置に設定され、その偏心量は、クラッチオン位置nでは ε_2 であり、クラッチオフ位置fでは ε_2 より大なる ε_3 である。

而して、第2偏心輪64がクラッチオン位置nを占めるとき、モータシリンダ17が回転すると、各第2分配弁62は、第2偏心輪64により、第2弁孔55において偏心量 ε_2 の2倍の距離をストロークとしてモータシリンダ17の半径方向内方位置及び外方位置間を往復動される。

第9図において、油圧モータMの膨張領域をEx、収縮領域をShで示す。膨張領域Exでは、第2分配弁62は偏心中立位置 N_2 から前記内方位置側を移動して、対応するモータポートbを外側油路53に連通すると共に内側油路

52を不通にし、外側油路53から膨張行程中のモータブランジャ19のシリンダ孔18に高圧の作動油が供給される。収縮領域Shでは、第2分配弁62は偏心中立位置 N_2 から前記外方位置側を移動して、対応するモータポートbを外側油路52に連通すると共に内側油路53と不通にし、収縮行程中のモータブランジャ19のシリンダ孔18から内側油路52へ作動油が排出される。

また偏心中立位置 N_2 では、第2分配弁62は対応するモータポートbを両油路52、53と不通にする。この場合、第9A図に示すように、該弁62のモータポートbを閉じるランド部62aには、外側油路53側にのみ所定の閉弁余裕代 l_2 が設けられている。

このようにして、油圧モータMの膨張領域Exは、偏心方向線 X_2 をトラニオン軸線 O_2 に合致させた場合に比べ角度 θ_2 だけ進角され、また収縮領域Shは膨張領域Exよりも広角で且つ油圧ポンプPの前記吸入領域Sと同角（第6、9図参照）の 180° に設定される。

また第2偏心輪64がクラッチオフ位置fを占めるとき、モータシリンダ17が回転すると、第10図に示すように各第2分配弁62は、第2偏心輪64により、第2弁孔55において偏心量 ε_3 の2倍の距離をストロークとしてモータシリンダ17の半径方向内方位置及び外方位置間を往復動され、その内方及び外方位置では、第2分配弁62は外側油路53をシリンダブロックB外に開放するようになっている。

前記ポンプポートaは、1本のシリンダ孔8につき一対、第1分配弁61の揺動方向と直角の方向に並んで設けられる。また前記モータポートbも、1本のシリンダ孔18につき一対、第2分配弁62の揺動方向と直角の方向に並んで設けられる。このようにすると、ポンプポートa及びモータポートbの総合通路面積を大きく確保しつつ各分配弁61、62の比較的短いストロークを以て対応するポートa、bの開閉が可能となる。

再び第8図において、第2偏心輪64には、その枢軸76と反対側の周壁に当接板79がビス80で固着され、クランクケース4に軸支されるカム軸81がこの当接板79に、これを第2偏心輪64のクラッチオフ位置fに向かって押動し得るように係合される。このカム軸81の外端に固着されたクラッチレバー82に操作ワイヤ83が接続されると共にクラッチレバー82とクランクケース4間に該レバー82の戻しばね84が縮設される。また、第2偏心輪64はセットばね85によりクラッチオン位置n側に付勢される。上記セットばね85は、第2偏心輪64の外周にビス86で固着されたリテーナ87と前記支持環75との間に縮設される。したがって、第2偏心輪64は、通常はセットばね85の力によりクラッチオン位置nに保持されるが、操作ワイヤ83の牽引操作によりカム軸81が矢印のように回転されるとクラッチオフ位置fへ揺動される。

上記構成において、第2偏心輪64をクラッチオン位置nに保持した状態で1次減速装置2から油圧ポンプPの入

力筒軸 5 を回転すると、ポンプ斜板 10 によりポンプブランジャ 9、9... に吐出及び吸入行程が交互に与えられる。そしてポンプブランジャ 9 は、吐出領域 D を通過する間、シリンダ孔 8 から外側油路 53 に作動油を圧送し、また吸入領域 S を通過する間、内側油路 52 からシリンダ孔 8 に作動油を吸入する。

外側油路 53 に送られた高圧の作動油は、油圧モータ M の膨張領域 Ex に存するモータブランジャ 19 のシリンダ孔 18 に供給される一方、収縮領域 Sh に存するモータブランジャ 19 によりそのシリンダ孔 18 から内側油路 52 へ作動油が

排出される。

この間に、ポンプシリンダ 7 が吐出行程のポンプブランジャ 9 を介してポンプ斜板 10 から受ける反動トルクと、モータシリンダ 17 が膨張行程のモータブランジャ 19 を介してモータ斜板 20 から受ける反動トルクとの和によって、シリンダブロック B は回転され、その回転トルクは出力軸 31 から 2 次減速装置 3 へ伝達される。

この場合、入力筒軸 5 に対する出力軸 31 の変速比は次式によって与えられる。

$$\text{変速比} = 1 + \frac{\text{油圧モータ M の容量}}{\text{油圧ポンプ P の容量}}$$

したがって、油圧モータ M の容量を零から或る値に変えれば、変速比を 1 から或る必要な値まで変えることができる。しかも、その油圧モータ M の容量はモータブランジャ 19 のストロークにより決定されるので、モータ斜板 20 の直立位置から或る傾斜位置まで傾動させることにより変速比を 1 から或る値まで無段階に制御することができる。

ところで、油圧ポンプ P においては、吸入領域 S が吐出領域 D より広角で、しかもポンプ効率を高める上で最も有利な 180° に設定されるため、吸入行程のポンプブランジャ 9 の背圧を十分に下げることができ、その結果、吐出領域 D を多少犠牲にしても全体として油圧ポンプ P の効率を向上させることができる。

また、吐出領域 D は、第 1 偏心輪 63 の偏心方向線 X₁ を仮想トラニオン軸線 0₁ に合致させた場合に比べて角度 θ₁ だけ遅角させたので、ポンプブランジャ 9 は最伸長点を過ぎて或る量収縮したときからポンプ斜板 10 から大なる圧縮荷重を受けることになる。その結果、ポンプブランジャ 9 に生じる最大曲げモーメントが減少するため、ポンプブランジャ 9 とシリンダ孔 8 開口縁との間のこじり現象が緩和され、その現象による摩擦損失が著しく減少する。

一方、油圧モータ M においては、収縮領域 Sh を膨張領域 Ex より広角で、しかもモータ効率を高める上において最も有利な 180° に設定したので、収縮行程中のモータブランジャ 19 の背圧を十分に下げることができ、膨張領域 Ex を多少犠牲にしても、全体として油圧モータ M の効率を向上させることができる。

而して、油圧ポンプ P の吸入領域 S を前記の如く比較的広角に設定しても、その吸入領域 S とこれに対応する油圧モータ M の収縮領域 Sh とが同角となるため、油圧モータ M の収縮領域 Sh での排出油量と、その収縮領域 Sh に対応する油圧ポンプ P の吸入領域 S での吸入油量とをバランスさせて、それら吸入領域 S と収縮領域 Sh との設定角不均衡に因る背圧の発生も効果的に回避することができる。

また、膨張領域 Ex は、第 2 偏心輪 64 の偏心方向線 X₂ をトラニオン軸線 0₂ に合致させた場合に比べ角度 θ₂ だけ進角させたので、膨張行程のモータブランジャ 19 は最伸長点に達する以前に早期にモータ斜板 20 のスラスト反力から解放されることになる。その結果、モータブランジャ 19 に生じる最大曲げモーメントが減少するため、モータブランジャ 19 とシリンダ孔 18 開口縁との間のこじり現象が緩和され、その現象による摩擦損失が著しく減少する。

このような運転中、第 2 偏心輪 64 をクラッチオフ位置 f へ揺動させれば、第 2 分配弁 62 により高圧の外側油路 53 がシリンダブロック B 外に開放されるので、油圧モータ M には高圧の作動油が供給されなくなり、油圧ポンプ P と油圧モータ M 間の動力伝達は遮断される。即ち、所謂クラッチオフ状態が得られる。

油圧ポンプ P 及び油圧モータ M の作動中、ポンプ斜板 10 はポンプブランジャ 9、9... 群から、またモータ斜板 20 はモータブランジャ 19、19... 群からそれぞれ反対方向のスラスト荷重を受けるが、ポンプ斜板 10 が受けるスラスト荷重はスラストローラベアリング 11、ポンプ斜板ホルダ 12、スラストローラベアリング 40、支持筒 37 及びコッタ 36 を介して出力軸 31 に支承され、またモータ斜板 20 が受けるスラスト荷重はスラストローラベアリング 21、トラニオン軸 22、斜板アンカ 23、スラストローラベアリング 47、支持筒 45 及びコッタ 44 を介して同じく出力軸 31 に支承される。したがって、上記スラスト荷重は、出力軸 31 に引張応力を生じさせるだけで、該軸 31 を支持するクラックケース 4 には全く作用しない。

前記第 1 分配弁 61 と強制輪 67 との連結構造は、第 6 図及び第 7 図に示すように、分配弁 61 に形成された小径の頸部 61b と、この頸部 61b が係合するように支持環 75 に穿設された周方向の長孔 89 とからなり、長孔 89 の一端には分配弁 61 の外端大径部が通過し得るように拡径孔 90 が連結される。したがって、拡径孔 90 に分配弁 61 を挿入してその頸部 61b を長孔 89 に合せ、しかる後、強制輪 67 を周方向に回転させれば、頸部 61b を長孔 89 に係合することが

できる。この係合状態を保持するために、少なくとも 1 つの拡径孔 90 に弾性プラグ 91 が嵌込まれる。

前記第 2 分配弁 62 と強制輪 68 との連結構造は、第 11 図及び第 12 図に示すように、前述の第 1 分配弁 61 と強制輪 67 との連結構造と同様であるので、それと対応する部分に同一の符号を付してその詳細な説明については省略する。

第 1 図、第 2 図、第 17 図及び第 8 図において、前記トラニオン軸 22 には、モータ斜板 20 の角度を制御するための変速制御装置 93 が連結される。この変速制御装置 93 は、トラニオン軸 22 の他端にボルト 94 と一対のノックピン 95、95 とにより固着されたセクタギヤ 96 と、このセクタギヤ 96 に噛合するウオームギヤ 97 と、このウオームギヤ 97 に駆動軸 98 を連結する正、逆転可能の直流電動モータ 99 とから形成され、上記ウオームギヤ 97 は、クランクケース 4 にボルト 100 で固着されたギヤボックス 101 にベアリング 102、103 を介して回転自在に支承される。また電動モータ 99 のステータはクランクケース 4 の適所に固定される。

以上において、セクタギヤ 96 及びウオームギヤ 97 は、駆動軸 98 の回転を減速してトラニオン軸 22 へ伝達し得るが、トラニオン軸 22 から逆負荷を受けるとロック状態となる減速装置 106 を構成する。

而して、電動モータ 99 を正転または逆転させれば、その回転はウオームギヤ 97 からセクタギヤ 96 へ減速されて伝達し、さらにトラニオン軸 22 へ伝達して、これをモータ斜板 20 の起立方向または傾倒方向へ回転させることができる。

また、電動モータ 99 を停止してモータ斜板 20 を任意角度に保持したとき、モータ斜板 20 がモータブランジャ 19、19...群から起立または傾斜方向のモーメントを受け、そのモーメントがトラニオン軸 22 を介してセクタギヤ 96 に伝達しても、セクタギヤ 96 からウオームギヤ 97 を駆動することはできないから、両ギヤ 96、97 はロック状態を呈してトラニオン軸 22 の回転を許さず、したがってモータ斜板 20 はそのときの位置に確実に保持される。

電動モータ 99 によるモータ斜板 20 の起立位置及び傾倒位置を規制するために、セクタギヤ 96 にはそれと同心の円弧状の規制溝 104 が穿設されると共に、この規制溝 104 に摺動自在に係合するストップピン 105 が前記ギヤボックス 101 に固着される。

再び第 1 図及び第 2 図において、出力軸 31 の中心部には、奥が行止まりとなった主油路 108 が穿設され、この主油路 108 にはその略全長に亘りオイルフィルタ 109 が装着される。

主油路 108 の開放端は補給ポンプ 38 を介してクランクケース 4 底部の油溜 110 と連通され、補給ポンプ 38 は入力筒軸 5 にスプライン結合した前記駆動ギヤ 39 から駆動される。したがって、入力筒軸 5 の回転中、常に油溜 110 内の油が補給ポンプ 38 により主油路 108 に給送される。

主油路 108 に送られた油は、オイルフィルタ 109 で濾過された後、出力軸 31 に穿設された半径方向の補給孔 111 を介して前記内側油路 52 へと送られる。こうして油圧ポンプ P 及び油圧モータ M 間の油圧閉回路には作動油の漏洩分が補給される。

前記補給孔 111 には、内側油路 52 からの油の逆流を阻止する第 2 逆止弁 112 が設けられ、この逆止弁 112 は出力軸 31 を圍繞して設けられた板ばね 114 により閉弁方向に付勢される。

而して、逆負荷運転時すなわちエンジンブレーキ時には、油圧モータ M がポンプ作用を行い、油圧ポンプ P がモータ作用を行うようになるので、外側油路 53 が低圧に、内側油路 52 が高圧に変わり、内側油路 52 から補給孔 111 へ作動油が逆流しようとするが、その逆流は第 1 逆止弁 112 によって阻止される。こうして、油圧モータ M から油圧ポンプ P へ逆負荷が確実に伝達され、良好なエンジンブレーキ効果が得られる。

主油路 108 に送られた油は、また、出力軸 31 に設けられた半径方向の左右一対のオリフィス 115、116 を介して潤滑油路 117、118 へと送られる。これら潤滑油路 117、118 は、ポンプシリンダ 9 及びモータシリンダ 17 の内周面に面して出力軸 31 の外周に環状溝として形成されている。右方の潤滑油路 117 に送られた油は、出力軸 31 のシリンダブロック B とのスプライン嵌合部 32 に設けられた軸方向の油溝 119 を通して入力筒軸 5 内に導入される。こうして、入力筒軸 5 内のポンプ斜板 10、ポンプブランジャ 9、スラストローラベアリング 11、ニードルベアリング 42、座板 33、調心体 50 等が潤滑される。

更に上記スラストローラベアリング 11 及びニードルベアリング 42 を良好に潤滑するために、両ベアリング 11、42 の近傍で主油路 108 に連通する小孔 120 が出力軸 31 に穿設される。

上記ニードルベアリング 42 を潤滑し終えた油は、次に遠心力により拡散されてスラストローラベアリング 40 を潤滑する。

左方の潤滑油路 118 に送られた油は、モータシリンダ 17 の端部が当接する出力軸 31 のフランジ 31a を横断するように設けられた油溝 121 を通して斜板アンカ 23 及びシリンダホルダ 24 内に導入される。こうして、斜板アンカ 23 及びシリンダホルダ 24 内のモータ斜板 20、モータブランジャ 19、スラストローラベアリング 21、トラニオン軸 22、調心体 51、ニードルベアリング 25、48 等が潤滑される。

更に上記ニードルベアリング 48 を良好に潤滑するために、該ベアリング 48 の近傍で、主油路 108 に連通する小孔 122 が出力軸 31 に穿設される。

上記ニードルベアリング 48 を潤滑し終えた油は、次に遠心力で拡散されてスラストローラベアリング 47 を潤滑する。

第 2 図、第 15 図及び第 16 図において、モータシリンダ 17

には、モータブランジャ19の常時摺合区間で相隣る2本のシリンダ孔18, 18間を通して内端を前記油溝121に接続する半径方向の油路123と、この油路123の外端を前記外側油路53に連通させる軸方向の油路124とが穿設される。

その際、半径方向の油路123は、その通路断面積を可及的大きく得るために、前記2本のシリンダ孔18, 18間の隔壁の厚さより大径のドリルをもって加工される。このため符号125で示す側孔が前記2本のシリンダ孔18, 18の内壁にあいてしまうが、その側孔125はシリンダ孔18に常時摺合するモータブランジャ19により閉鎖されるので、その側孔125を通してシリンダ孔18の作動油が漏出する惧れはない。

軸方向の油路124には外側油路53からの作動油の逆流を阻止する第2逆止弁113が介装される。この第2逆止弁113と協働する弁座126は、油路124の穿孔口124aを閉塞する栓体としても機能する。この弁座126に向って第2逆止弁113はばね127により付勢される。

したがって、外側油路53が高圧となる通常の負荷運転時には、第2逆止弁113が閉弁状態を保って外側油路53から油路124側への作動油の流出を阻止するが、外側油路53が低圧となるエンジンブレーキ時には、油圧閉回路からの作動油の漏洩に伴い第2逆止弁113が開くので、主油路108から油溝121及び油路123, 124を順次経て作動油が外側油路53へ補給される。

第19図ないし第21図は本発明の別の実施例を示すもので、第2偏心輪64をクラッチオフ位置fに操作したとき、第2分配弁62により外側油路53と内側油路52間を連通するようにしたものである。これによっても油圧ポンプP及び油圧モータM間の動力伝達を遮断することができる。尚、図中、前実施例と対応する部分には同一符号を付す。

C. 発明の効果

以上のように本発明によれば、油圧ポンプの吸入領域がその吐出領域よりも広角で、しかもポンプ効率を高める上において最も有利な180°に設定されるので、油圧ポンプにおいて伝動効率低下の大きな要因となる、吸入行程のポンプブランジャ背圧を充分に下げることができ、その結果、吐出領域を多少犠牲にしても全体としてポンプ効率を効果的に向上させることができる。一方、油圧モータの収縮領域がその膨張領域よりも広角で、しかもモータ効率を高める上において最も有利な180°に設定

されるので、油圧モータにおいて伝動効率低下の大きな要因となる、収縮行程のモータブランジャ背圧を充分に下げることができ、その結果、膨張領域を多少犠牲にしても全体としてモータ効率を効果的に向上させることができる。

そして、油圧ポンプの吸入領域を前記の如く比較的広角に設定しても、その吸入領域とこれに対応する油圧モータの収縮領域とが同角となることから、油圧モータの収縮領域での排出油量と、該収縮領域に対応する油圧ポンプの吸入領域での吸入油量とをバランスさせて、それら吸入領域と収縮領域との設定角不均衡に因る背圧の発生も効果的に回避することができる。以上の結果、油路形成部の耐圧性及びコンパクト化を満足させつつ、無段変速機全体としての伝動効率の向上に大いに寄与することができる。

【図面の簡単な説明】

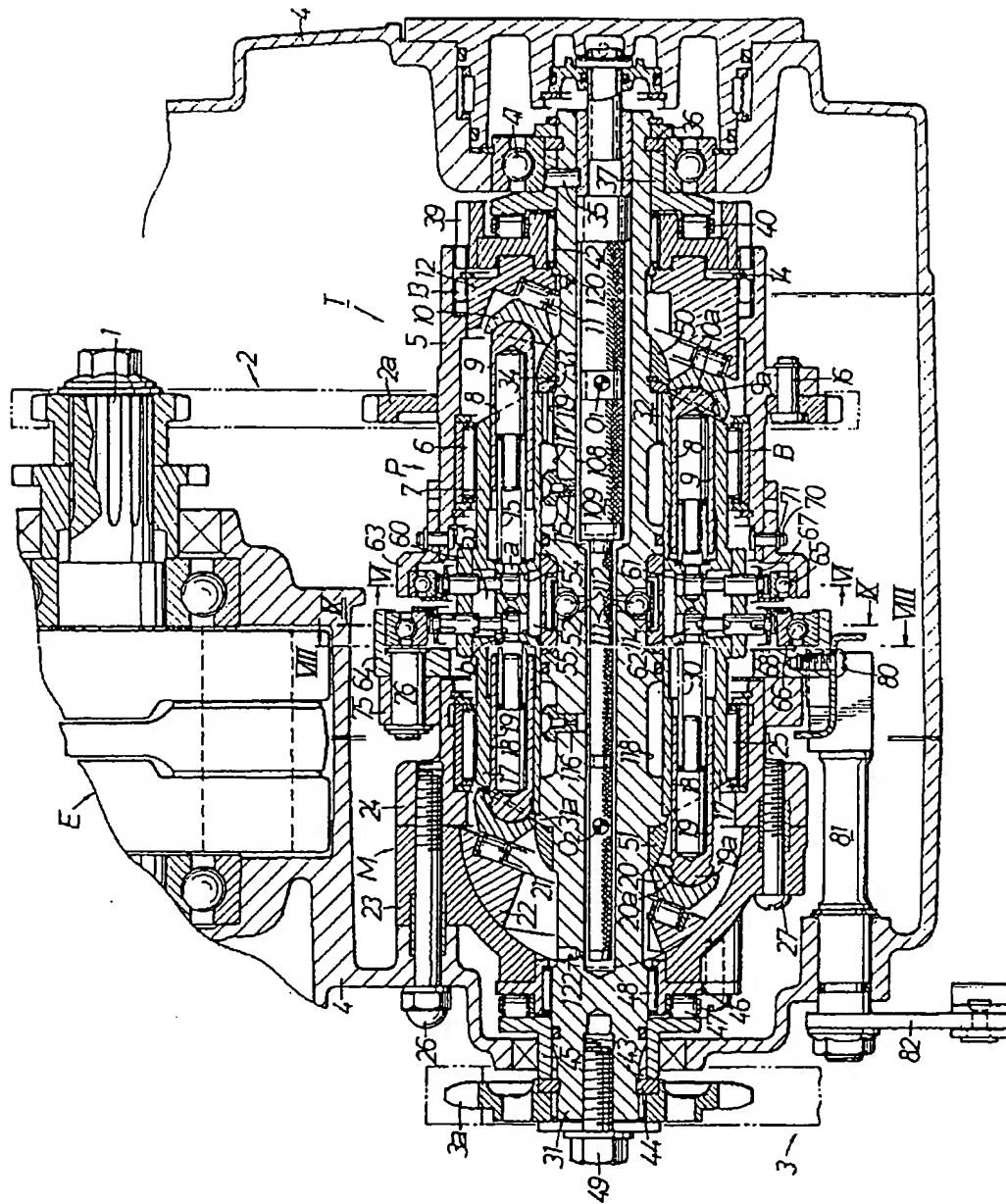
第1図ないし第18図は本発明の第1実施例を示すもので、第1図は自動二輪車の動力伝達系に介装した静油圧式無段変速機の縦断平面図、第2図は第1図の縦断背面図、第3図、第4図、第5図は第2図のIII-III線、IV-IV線及び、V-V線断面図、第6図は第1図のVI-VI線断面図、第6A図は第6図において偏心中立位置にきたときの第1分配弁周りの拡大断面図、第7図は第6図のVII-VII線断面図、第8図は第1図のVIII-VIII線断面図、第9図は第1図のIX-IX線断面図（クラッチオン状態）、第9A図は第9図において偏心中立位置にきたときの第2分配弁周りの拡大断面図、第10図は第9図の作動図（クラッチオフ状態）、第11図は第9図のXI矢視図、第12図は第2分配弁の正面図、第13図及び第14図は第12図のXIII-XIII線及びXIV-XIV線断面図、第15図は第2図の一部の拡大図、第16図は第15図のXVI-XVI線断面図、第17図は第2図のXVII-XVII線断面図、第18図は第2図のXVIII矢視図、第19図ないし第21図は本発明の第2実施例を示すもので、第19図は第10図と対応する断面図、第20図は第2分配弁の正面図、第21図は第20図のXXI-XXI線断面図である。

E…エンジン、T…無段変速機、P…油圧ポンプ、M…油圧モータ、D…吐出領域、S…吸入領域、Ex…膨張領域、Sh…収縮領域、7…ポンプシリンダ、9…ポンプブランジャ、10…ポンプ斜板、17…モータシリンダ、19…モータブランジャ、20…モータ斜板

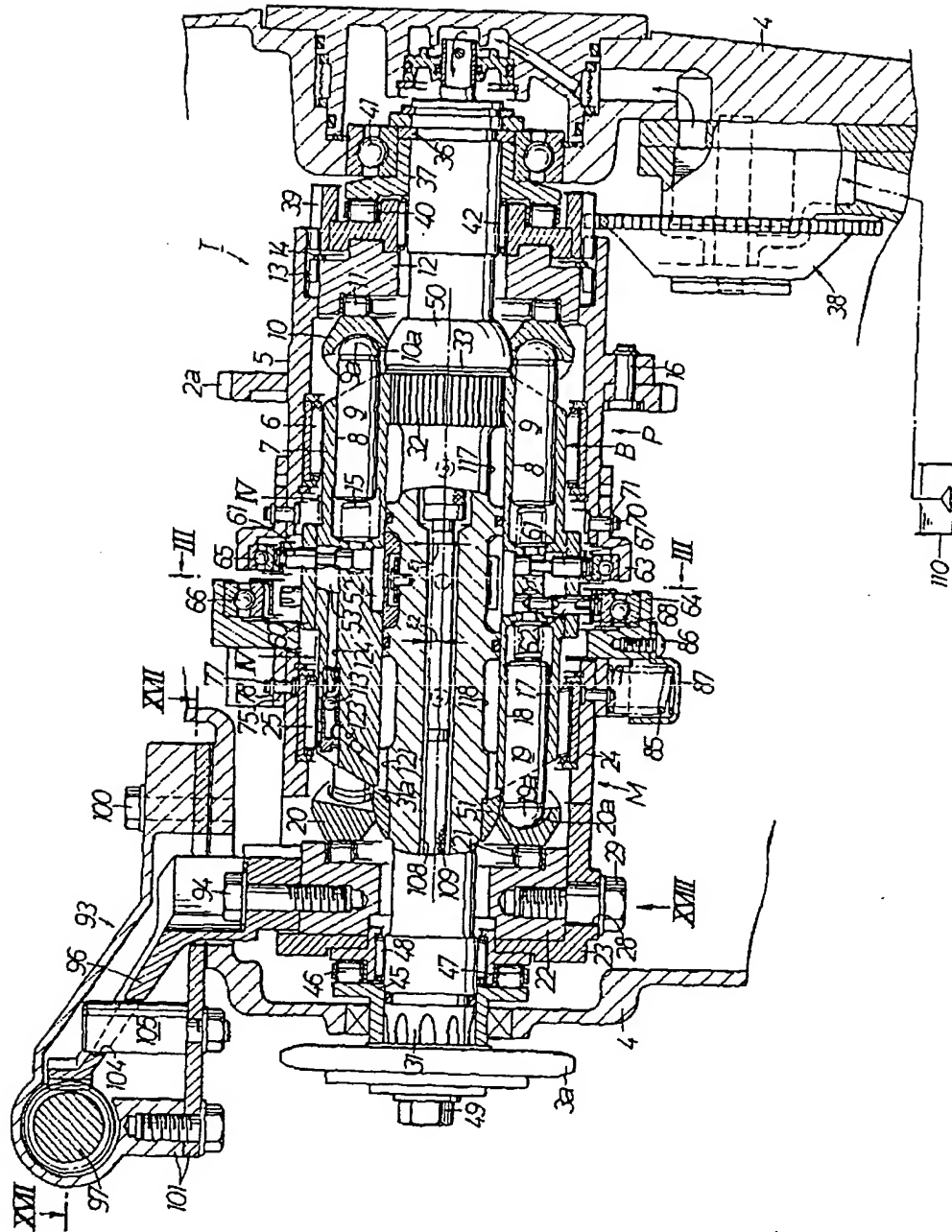
【第13図】



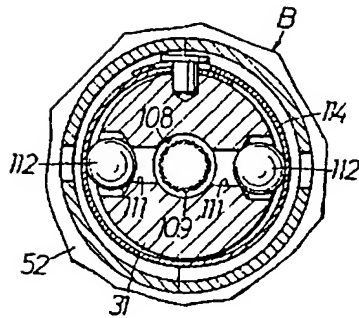
【第1図】



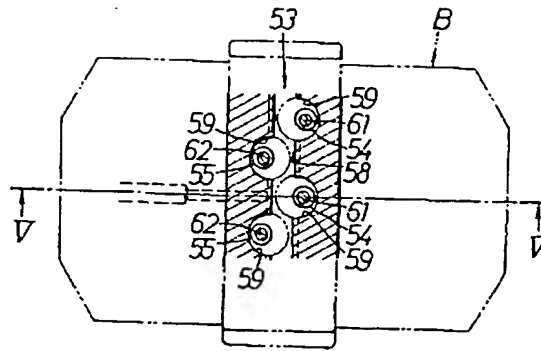
【第2図】



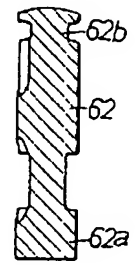
【第3図】



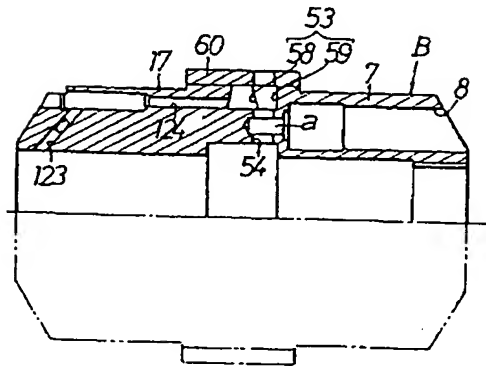
【第4図】



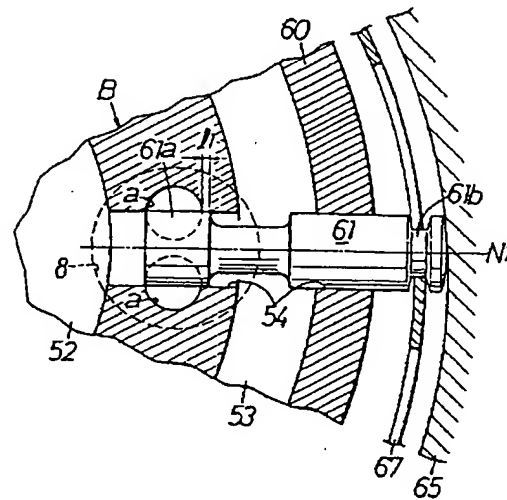
【第14図】



【第5図】

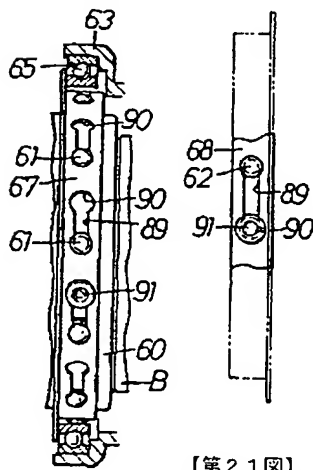


【第6A図】

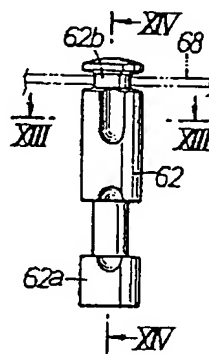


【第7図】

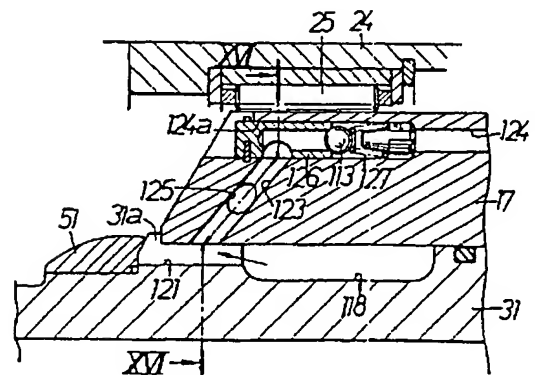
【第11図】



【第12図】



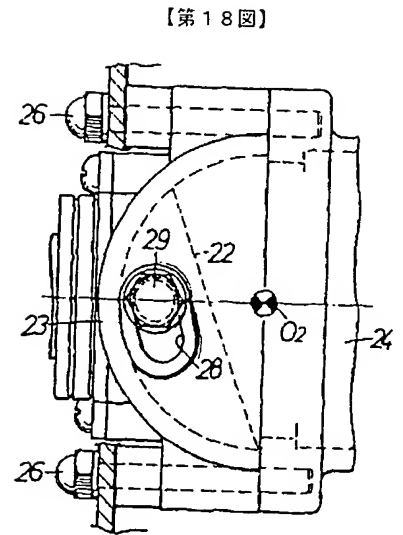
【第15図】



【第21図】

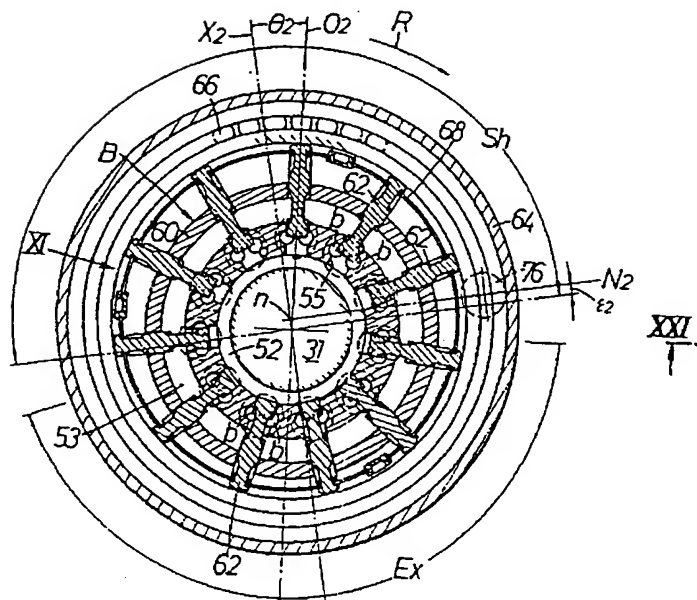


【第6図】

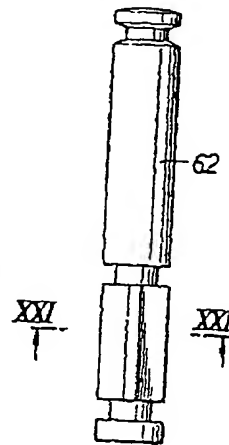


【第 18 図】

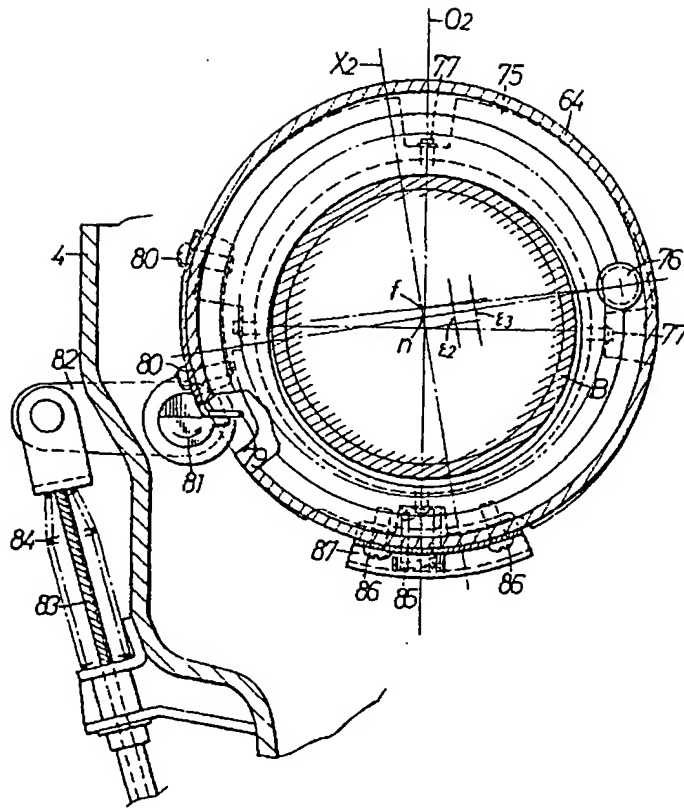
【第9図】



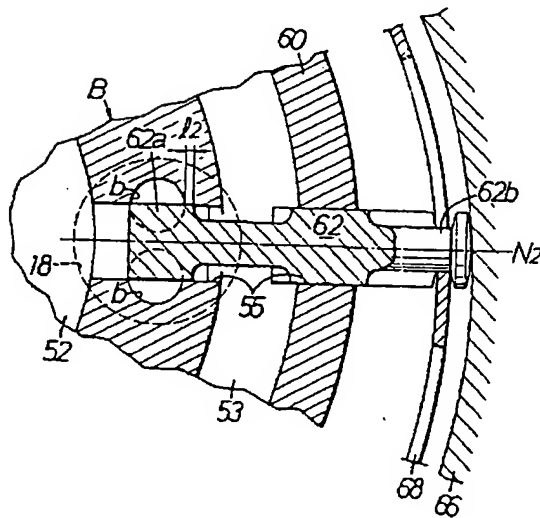
【第20図】



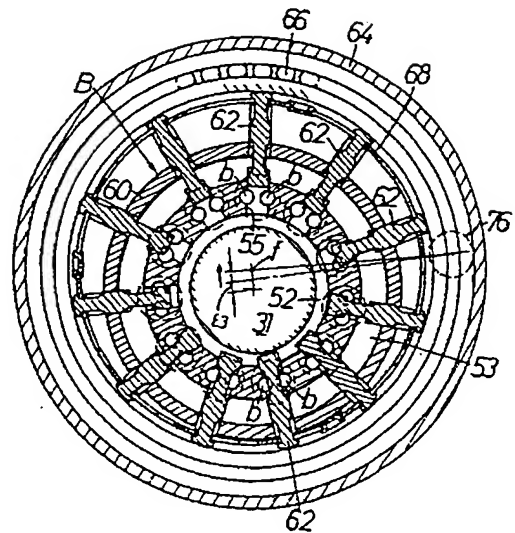
【第8圖】



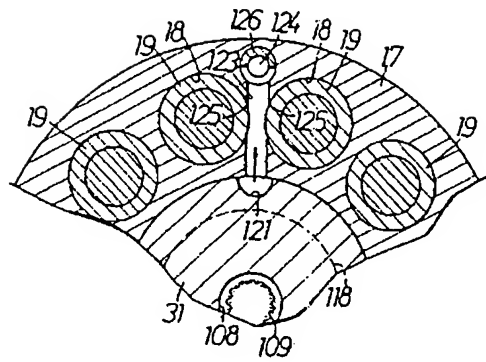
【第9A圖】



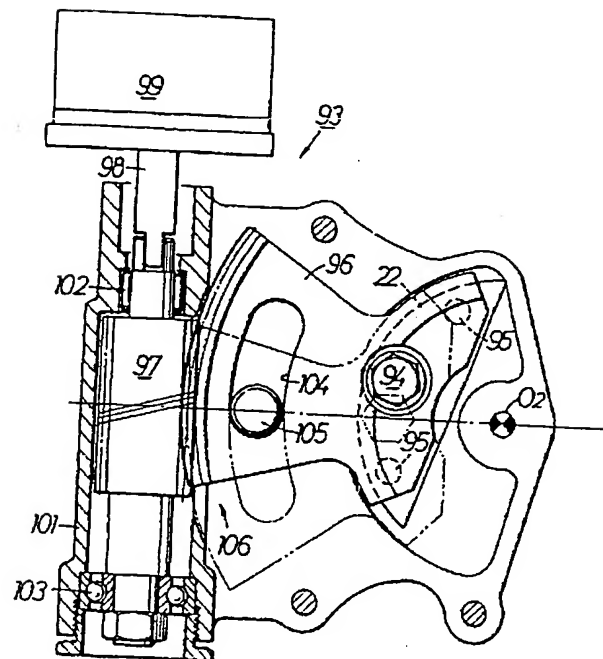
【第10圖】



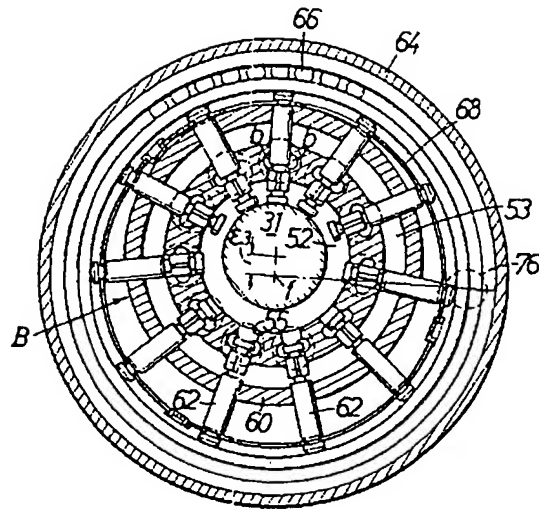
【第16図】



【第17図】



【第19図】



フロントページの続き

(72)発明者 中島 芳浩
埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会
社本田技術研究所内
(72)発明者 榑原 健二
埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会
社本田技術研究所内

(72)発明者 八木ヶ谷 信幸
埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会
社本田技術研究所内
(72)発明者 中村 一彦
埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会
社本田技術研究所内

(56)参考文献 特開 昭50-108603 (J P, A)
実開 昭58-53868 (J P, U)
英国特許745543 (G B, A)

THIS PAGE BLANK (USPTO)